

Самородов В.Б.

д.т.н., профессор,
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»,
заведующий кафедрой автомобиле- и тракторостроения
Харьков, Украина
vadimsamorodov@mail.ru

Шевцов В.М.

Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»,
Ассистент кафедры автомобиле- и тракторостроения
Харьков, Украина
shevtsovvadim@ukr.net

**К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ
ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧИ В СОСТАВЕ БЕССТУПЕНЧАТОЙ
ГИДРООБЪЕМНО – МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ
КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА**

Аннотация. В статье представлен анализ способов определения и методов описания температурных режимов на различных участках гидрообъемной передачи в составе бесступенчатых трансмиссий тракторов. Предложены методики для определения температур в гидрообъемных передачах в составе двухпоточных гидрообъемно – механических трансмиссий тракторов с учетом их конструктивных и эксплуатационных характеристик. В статье обоснована необходимость выполнения предварительного анализа кинематических и силовых характеристик трансмиссии с целью определения потоков мощности, проходящих через гидрообъемную передачу.

Ключевые слова: трактор, бесступенчатая трансмиссия, гидрообъемная передача, температурный режим, эксплуатационные характеристики

Формул: 6, рис.: 2, табл.: 0, библи.: 13

Vadym Samorodov

Doctor of Science (Engineering), Professor,
National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute",
Head of Car and Tractor Industry Department
Kharkiv, Ukraine
vadimsamorodov@mail.ru

Vadym Shevtsov

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute",
Assistant at Department of Car and Tractor Industry,
Kharkiv, Ukraine
shevtsovvadim@ukr.net

TEMPERATURE OPERATION OF HYDROSTATIC TRANSMISSION AS PART HYDROSTATIC - MECHANICAL TRANSMISSIONS OF WHEELED TRACTORS OF GENERAL PURPOSE

Abstract. The article presents an analysis of ways to define and describe the methods of temperature regimes in different parts of hydrostatic transmission as part of a continuously variable transmission tractors. The techniques for determining the temperature in the hydrostatic transmission as part of double-split hydrostatic - mechanical transmissions of tractors with regard to their design and performance. The article substantiates the necessity of performing a preliminary analysis of kinematic and power characteristics of the transmission to determine the power flows through hydrostatic transmission.

To solve this problem were analyzed works devoted to the description of the definition of working fluid temperature in different parts of hydraulic systems, taking into account features of their design and operating conditions as a part of machine - tractor unit.

The article presents examples of the schematic description of the temperature distribution of the working fluid in different parts of hydrostatic transmission and the point of mixing of different temperature flows. Also provided according to describing the working fluid temperature, depending on their physical properties and operating conditions of the transmission. The article substantiates the recommendation for joint determination of kinematic, force and temperature characteristics of a continuously variable transmission using a description of the whole complex of mathematical models in the form of a matrix.

Keywords: tractor, continuously variable transmission, hydrostatic transmission, temperature control, performance

Formulas: 6, fig.: 2, tabl.: 0, bibl.: 13

Введение. Нарращивание производительности труда и валового сбора сельскохозяйственных продуктов в аграрном секторе прежде всего осуществляется за счет роста объемов продукции с одного гектара. Для достижения такого эффекта необходимо использование новых современных технологий и современной сельскохозяйственной техники. Большинство современной сельскохозяйственных колесных тракторов оснащено ступенчатыми трансмиссиями, но существует тенденция роста использования тракторов с бесступенчатыми гидрообъемно-механическими трансмиссиями (ГОМТ). Это объясняется преимуществами ГОМТ по сравнению с ступенчатыми трансмиссиями, среди которых: бесступенчатое изменение скорости и тягового усилия трактора, простота конструкции, высокая эргономичность, удобство управления, возможность выбора оптимальной скорости трактора, режима работы двигателя и др.

Для достижения эффективного использования современной техники с ГОМТ, оснащенной электронными системами управления выполнения технологических операций, следует учитывать факторы, влияющие на их основные технико - экономические показатели. Одним из важнейших факторов являются температуры рабочей жидкости гидрообъемной передачи, входящей в состав бесступенчатой трансмиссии, системы рулевого управления и навесного оборудования тракторов. Изменение температуры существенно влияет на силовые, кинематические и энергетические параметры ГОМТ (увеличение потерь на утечки, окисления рабочей жидкости

и образования отложений, повреждения элементов конструкции и т.д.).

Анализ исследований и постановка задачи. Описанию математических моделей, моделирующих процессы в бесступенчатых ГОМТ уделено множество работ [Александров 1997; Александров 2001; Бабаев 1987; Грабский 2009; Кондаков 2005]. В них представлен анализ, синтез и проектирование гидрообъемно-механических трансмиссий, анализ результатов моделирования работы тракторов оснащенных такими трансмиссиями. В работах по определению математических моделей для гидрообъемных трансмиссий особое внимание уделяется определению тепловых балансов в системах гидропривода [Петров 1988; Подэрни, Хромой, Сайдаминов 2001]. Общий тепловой баланс и баланс мощности всей передачи рассматривается в работах [Самородов, Коняшкин 1998; Самородов, Кожушко, Митцель 2015].

Целью данной работы является поиск наиболее рациональных методов расчета температурных режимов работы гидрообъемных передач при различных режимах и условиях их работы. Задача исследования – анализ различных способов определения тепловой нагруженности элементов гидрообъемной передачи с учетом конструктивных и энергетических характеристик гидрообъемно – механической трансмиссий. На первом этапе задача ставится как квазистационарная, с учетом того, что машино-тракторный агрегат выполняет на поле относительно стабильные технологические процессы.

Описание моделей температурных режимов бесступенчатых передач.

В гидравлических контурах, включающих в себя трубопроводы высокого давления и систему управления гидромашины, существует множество источников генерации тепла, которые вызывают изменение температуры в контурах и входящих в них элементов: потери энергии, вызванные внутренним трением жидкости, ее вязкостью и утечками в насосах и гидромоторах; потери энергии в трубопроводах и аппаратах управления, клапанах и золотниках распределения; дросселирование жидкости под давлением при частичном или полном протекании потока жидкости через предохранительный или переливной клапаны.

В большинстве моделей основное внимание уделяется определению температур на различных участках гидрообъемной передачи. В математической модели механизма поворота быстроходной гусеничной машины [Петров 1988] для определения температуры на выходе насоса используют зависимость:

$$t_{\text{вых.н}} = t_{\text{вх.н}} + \frac{\Delta N_{\text{кн}}}{w_{\text{н}} \cdot (q_{\text{нр}} + q_{\text{нм}}) \cdot C_{\text{ж}} \cdot \rho}, \quad (1)$$

где: $\Delta N_{\text{кн}}$ – потери мощности в насосе; $w_{\text{н}}$ – угловая скорость насоса; $C_{\text{ж}}$, ρ – удельная теплоемкость и плотность рабочей жидкости; $q_{\text{нр}}$, $q_{\text{нм}}$ – производительность насоса и утечек.

Для определения температуры рабочей жидкости на входе в насос подпитки используют зависимость [Петров 1988]:

$$t_6 = \frac{Q_{\text{тг}} \cdot t_6 + Q_{\text{др}} \cdot (t_{\text{Р}} + \frac{(P_{\text{к}} - P_{\text{вс}})}{C_{\text{ж}} \cdot \rho})}{Q_{\text{тг}} + Q_{\text{др}}}, \quad (2)$$

где: $Q_{\text{тг}}$, $Q_{\text{др}}$ – расход из бака и через дроссели; t_6 , $t_{\text{Р}}$ – температура

рабочей жидкости в баке и на дросселе; ρ , $C_{ж}$ – плотность и теплоемкость рабочей жидкости; P_k , $P_{вс}$ – давление подачи рабочей жидкости из картера гидropередачи и в магистрали всасывания в насос подпитки.

Для определения температур используют допущение, что количество тепла, образовавшееся в гидромашине (зависимость 1) или на участке всасывания насосом подпитки рабочей жидкости из бака (зависимость 2), пропорционально потерям мощности на этом участке с учетом смешения потоков жидкости с разными температурами.

При этом также учитывается нагрев жидкости в следствии эффекта дросселирования, (рисунок 1) при котором происходит изменение давления и скорости движения рабочей жидкости. Как видно из схемы, при расчете учитывались дроссели, установленные между картером гидropередачи и насосом подпитки ($Q_{др3}$), на линии подпитки после вспомогательного насоса ($Q_{др2}$) и дроссели в линии управления ($Q_{др1}$).

Данная модель применяется для гидropередачи открытого типа, в которой обе гидромашины (насос и гидромотор) находятся в одном корпусе. В следствии таких конструктивных особенностей смешение потоков рабочей жидкости происходит на двух разных участках: в картере гидropередачи, куда попадают все утечки из гидромашин, и непосредственно в баке, где смешивается находящаяся там рабочая жидкость и поступающая в бак после охлаждения с теплообменника.

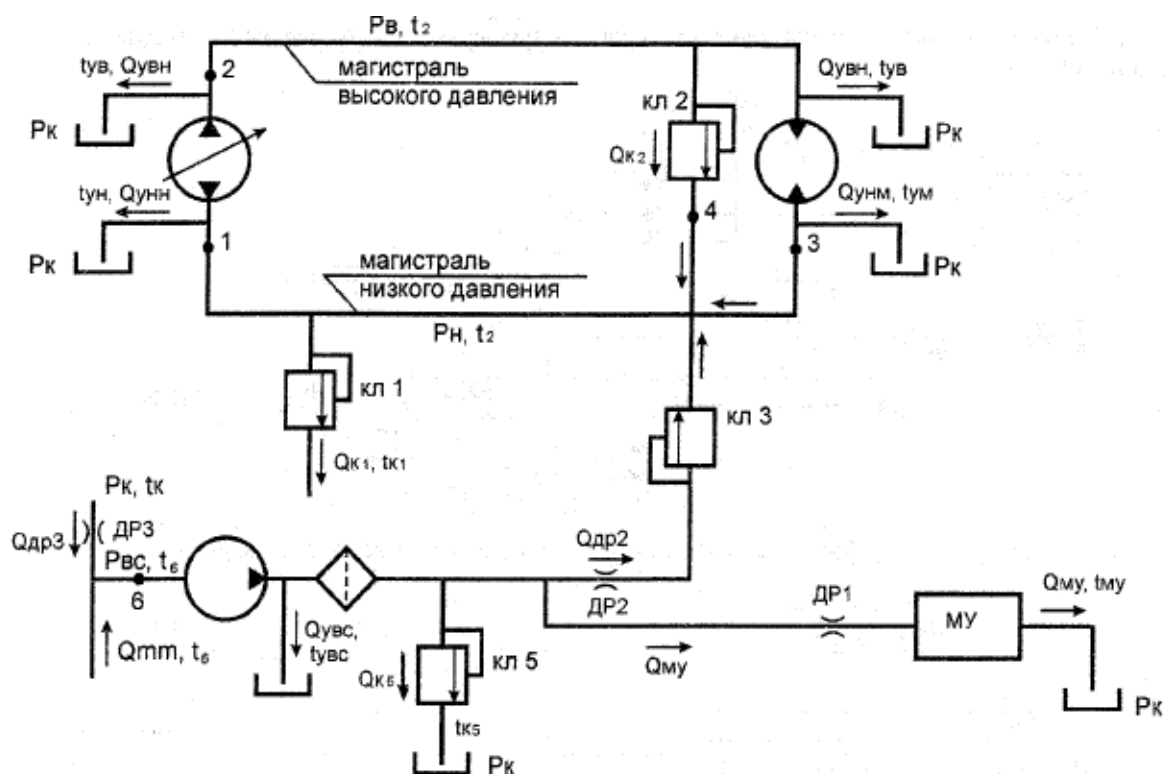


Рисунок 1 – Расчетная схема для теплового расчета ГОП

Источник: [Петров 1988]

В работе [Подэрни, Хромой, Сайдаминов 2001] вводится понятие теплового эквивалента потерь мощности, который равен разности мощности на входе и выходе системы $q_{ж} = N_1 - N_2$, где: N_1, N_2 – подводимая и отводимая мощность.

При этом вводится допущение, что процесс, протекающий в системе адиабатический, то есть протекающий без обмена теплом с окружающей средой. Это допущение применимо для проведения расчетов изолированных систем (например тандемное исполнение гидropередачи, когда насос и гидромотор находятся в одном корпусе) или участков системы (например отдельно насос, гидромотор и т.д.). В комплексе всю гидрообъемную передачу следует рассматривать как систему, совершающую постоянный теплообмен с окружающей средой через корпус гидромашин, стенки трубопроводов и теплообменник.

В работе [Щельцын 2011] предлагается описывать изменение температур через систему уравнений, каждое из которых описывает тепловой режим на отдельных участках ГОП. Расчетная схема представлена на рисунке 2.

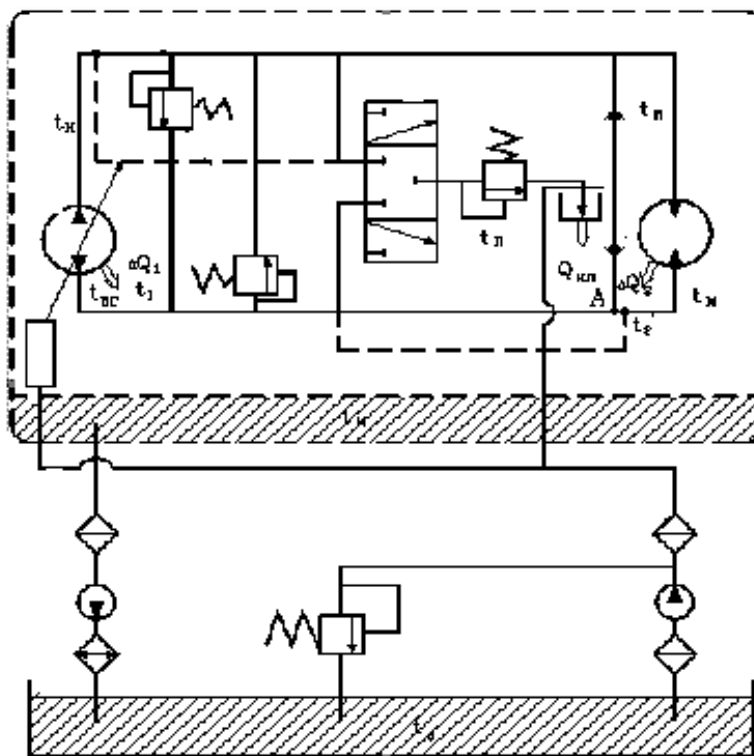


Рисунок 2 – Расчетная схема гидрообъемной передачи гусеничной машины
Источник: [Щельцын 2011]

Уравнение теплового баланса на гидронасосе, согласно этой схеме, будет иметь вид [Щельцын 2011]:

$$\Delta M_1 |w_1| + \Delta Q_1 |\Delta p| = C\rho(t_n - t_{вс})(q|w_1 e|) + C\rho(t_{\Delta Q} - t_n)\Delta Q_1 \quad (3)$$

где ΔM_1 — потери момента на трение в гидронасосе; C, ρ — удельная теплоемкость и плотность рабочей жидкости; w_1 — угловая скорость на входе в насос; Δp — перепад давления в силовых магистралях; $t_n, t_{вс}$ — температура рабочей жидкости на выходе из насоса и на входе в насос; $q|w_1 e|$ — теоретический расход насоса; $t_{\Delta Q1}$ — температура утечек ΔQ_1 , которая вычисляется с учетом дросселирования масла из щелей гидронасоса под действием перепада давления Δp . Тепловой баланс на гидромоторе будет иметь вид:

$$C\rho q|w_2|t_H + C\rho q|w_2|t_M = \Delta M_2|w_2| \quad (4)$$

Уравнение теплового баланса насоса подпитки, согласно этой модели, будет иметь вид: $t_H - t_6 = 0$

Следует отметить что в данном уравнении пренебрегают механическими и объемными потерями в насосе подпитки по сравнению с потерями на основном гидронасосе и гидромоторе. Учитывая, что значение КПД для шестеренчатых насосов находится в пределах 0,8 – 0,95, целесообразно будет учитывать потери и на вспомогательном насосе.

Уравнение теплового баланса при смешении рабочей жидкости в картере гидropередачи будет иметь вид [Щельцын 2011]:

$$\Delta Q_1 t_H + \Delta Q_2 t_M + (\lambda q|w_1| - \Delta Q_1 - \Delta Q_2) t_{KL} - \lambda|w_1| q t_K = -(\Delta Q_1 + \Delta Q_2) \frac{|\Delta p|}{C\rho} \quad (5)$$

где: λ – коэффициент подачи насоса подпитки; t_{KL} – температура рабочей жидкости на переливном клапане; t_K , t_M – температура в картере гидropередачи и в гидромоторе.

Как видно из уравнения 7, в картере гидropередачи происходит смешение утечек из насоса, гидромотора, избытка рабочей жидкости, поступающей через переливной клапан, и жидкости находящейся непосредственно в картере. В дальнейшем вся рабочая жидкость поступает в бак. Следует заметить, что математическая модель построена с допущением, что все тепловые излишки, выделяемые системой, снимаются с теплообменника, что в реальности не всегда реализуется.

В представленной модели потери мощности представлены в виде двух составляющих: потери на трения и потери на объемные потери, где нагрев происходит за счет эффекта дросселирования. Также в этой модели дополнительно учитывается температура утечек через щели гидромашин. В общем виде модель отличается тем, что вся система уравнений сводится к квадратной матрице (уравнение 6) [Щельцын 2011].

$$\begin{bmatrix} q|\omega_1\bar{e}| - \Delta Q_1 & -(q|\omega_1\bar{e}| - \Delta Q_1) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -q|\omega_2| & 0 & q|\omega_2| & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ \Delta Q_1 & Q_{KL} & \Delta Q_2 & 0 & 0 & -\lambda q|\omega_1| \\ 0 & Q_{KL} + \bar{e}q|\omega_1| & -q|\omega_2| & -\lambda q|\omega_1| & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\lambda q|\omega_1| & \lambda q|\omega_1| \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_H \\ t_{BC} \\ t_M \\ t_{II} \\ t_6 \\ t_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\Delta M_1|\omega_1|}{(C\rho)} \\ \frac{\Delta M_2|\omega_2|}{(C\rho)} \\ 0 \\ -(\Delta Q_1 + \Delta Q_2) \frac{|\Delta p|}{C\rho} \\ 0 \\ \frac{1}{C\rho} \sum \Delta N \end{bmatrix} \quad (6)$$

Данная система уравнений также применима для смешения потоков сначала в картере гидрообъемной передачи, а потом в баке. Для использования модели гидropередач с разнесенными гидромашинами, следует исключить из расчета уравнение смешения потоков рабочей жидкости в картере трансмиссии и ввести уравнение смешения потоков в дренаже гидромашин.

Для решения представленной системы уравнений необходимо предварительно составить математическую модель, которая включает в себя

определения всех кинематических и силовых характеристик бесступенчатой трансмиссии трактора. Для этого составляется структурная схема трансмиссии и на схеме указываются все силовые и кинематические параметры (угловые скорости, моменты) для каждого звена трансмиссии, передаточные числа и управляющие элементы.

Далее составляются системы уравнений кинематических и силовых параметров на каждом звене структурной схемы ГОМТ- так называемые кинематические и силовые матричные системы трансмиссии, которые объединяются в полную матричную систему трансмиссии. Такая матричная система уравнений является нелинейной относительно неизвестных угловых скоростей звеньев ГОМТ и моментов на них.

Система решается методом последовательных приближений, начиная с первого, в котором все объемные и механические потери в гидropередаче и потери в зубчатых зацеплениях изначально принимаются равными нулю, что сводит систему, на первом шаге, к линейной. На втором и последующих приближениях к полной матричной системе ГОМТ подключается температурная матричная система (6). Такая общая, нелинейная за счет потерь, матричная система решается методом последовательных приближений до удовлетворения заданной точности.

Совместное решение такой общей матричной системы позволяет определить взаимосвязи кинематических, силовых и температурных параметров для различных режимов работы трактора с ГОМТ с температурными режимами, прогнозировать «температурные барьеры» и границы функциональности ГОМТ по нагреву, точнее рассчитывать и прогнозировать основные эксплуатационные характеристики трактора.

Выводы. Выполненный анализ позволяет обозначить следующие основные направления и критерии, которые необходимо учитывать при анализе тепловой нагруженности элементов гидрообъемной передачи:

1. При анализе следует учитывать выделение тепла в следствии эффекта дросселирования не только на основных элементах гидropередачи, но и на вспомогательных элементах, таких как: дроссели системы управления гидромашинами, предохранительные клапана, обратные клапана силовых магистралей, переливной клапан и др.

2. При температурном анализе гидрообъемных передач в составе двухпоточных трансмиссий следует предварительно составить математическую модель, для определения всех ее кинематических и силовых характеристик. Это необходимо для четкого определения потоков мощности, проходящих через гидравлическую ветвь трансмиссии и, как следствие, определения температур на разных участках объемного гидропривода в составе ГОМТ. Предложен алгоритм решения этой задачи.

3. При составлении математической модели зависимости температуры рабочей жидкости гидрообъемной передачи от изменения кинематических и силовых характеристик гидрообъемно – механической трансмиссии следует учитывать не только изменение величины потоков мощности, но и изменение в следствии этого физических свойств жидкости таких как вязкость и плотность от температуры.

Литература

Александров, Е. Е. (1997). *Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования.* / Е. Е. Александров,

- В. Б. Самородов, Д. О. Волонцевич, А. С. Палащенко. – Харьков: ХГПУ, 185 с.
- Александров, Е. Е. (2001). *Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин* / Е. Е. Александров, В. Б. Самородов, А.Т. Лебедев – Харьков: ХГАДТУ, 642 с.
- Бабаев, О. М. (1987). *Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование* / О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов, Е. С. Кисточкин, Г. С. Соколов, В. А. Цветков. –Л.: Машиностроение, 256 с.
- Грабский, А. А. (2009). Анализ тепловых потоков рабочей жидкости в линии низкого давления регулирующего контура гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна. *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*, выпуск № 11.
- Кондаков, С. В. (2005). Температурный режим работы гидрообъемной передачи в составе механизма поворота быстроходной гусеничной машины при маневрировании / *Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение*, выпуск № 14 (54).
- Петров, В. А. (1988). *Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин.*– М.: Машиностроение, 248 с.
- Подэрни, Р. Ю., Хромой, М. Р., Сайдаминов, И. А. (2001). *Расчет температур на элементах регулирующих контуров гидрообъемной силовой установки (гсу) бурового станка.* Доклад на симпозиуме "Неделя горняка -2001" Москва, МГГУ, 29 января – 2 февраля 2001 г.
- Самородов, В. Б., Коняшкин, В. А. (1998). Матричная температурная модель гидравлической системы гидрообъемно-механической трансмиссии транспортной гусеничной машины Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: *Сборник научных трудов ХГПУ. Вып. 6. В четырех частях. Ч. 2.* – Харьков: ХГПУ.
- Самородов, В. Б., Кожушко, А. П., Міцель, М. О. (2015). Дорожні випробування колісного трактора з двопотоковою гідрооб'ємно-механічною трансмісією. *Первый независимый научный вестник. – Киев, №1*, с. 54-61.
- Щельцын, Н. А. (2011). Современные бесступенчатые трансмиссии с.х. тракторов / Н. А. Щельцын, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*, № 11, с. 18-24.
- Samorodov, V. B. (2014). Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines / V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel // *Eastern European Scientific Journal*, № 6. – P. 285–291.
- Schlosser, W. M. (1961). Mathematical model for hydraulic power and motors // *Hydraulic power transmission*, Vol.7. – №76. – pp. 252 – 257.
- Wilson, W. E. (1967). Mathematical models in fluid Power engineering. – *Hydraulic Pneumatic Power, mach*, V.13, №147, pp. 136 – 140.

References

- Aleksandrov, E. E. (1997). *Wheeled and tracked vehicles off-road. The 10 volumes. Volume 3: Continuously variable transmission: calculation and design basics.* / E. E. Alexandrov, VB Samorodov, O.Volontsevich D., A. Palaschenko. - Kharkiv: KhSPU, 185 s.
- Aleksandrov, E. E. (2001). *The dynamics of transport and traction of wheeled*

- and tracked vehicles* / EE Aleksandrov VB Samorodov, AT Lebedev - Kharkiv: HGADTU, 642 p.
- Babayev, O. M. (1987). *Volume hydromechanical transmission: Calculation and design* / M. Babayev, LI Ignatov, E. Kistochkin S., G. Sokolov, VA Tsvetkov. - A.: Engineering, 256 s.
- Grabski, A. A. (2009). Analysis of heat flow of the working fluid in the low pressure line control loop hydrostatic power unit miner. *Mining informational and analytical bulletin (scientific and technical journal) Issue number 11*.
- Kondakov, S. (2005). Temperature mode hydrostatic transmission as part of the rotation mechanism of the high-speed tracked vehicle when maneuvering. / *Journal of South Ural State University. Series: Engineering Issue number 14 (54)*.
- Petrov, V. A. (1988). *Hydrostatic automotive powertrain mashin.*- Moscow: Engineering, 248 s.
- Poderni, R. Y., Hromoy, M. R., & Saidamin, I. A. (2001). The calculation of the temperature on the elements of regulatory circuits hydrostatic power unit (HPU) drilling rig. *Report on the Symposium "Week of the miner -2001" Moscow, Moscow State Mining University, 29 January - 2 February*.
- Samorodov, V. (2014). Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydraulic machines / V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel // *Eastern European Scientific Journal*, № 6, p. 285-291.
- Samorodov, V. B., & Konyashkin, V. A. (1998). Matrix temperature Model hydraulic hydrostatic-mechanical transmission transport caterpillar machines. *Information technology: science, engineering, technology, education, health: Proceedings KhSPU. Vol. 6. In four parts. Part 2.* - Kharkiv: KhSPU.
- Samorodov, V. B., Kozhushko, A.P., & Mittsel, M. O. (2015). Road test wheel tractor with double-manual transmission. *First independent research vestnik. Kiev, №1*, s. 54-61
- Scheltsy, N. A. (2011). Modern CVT SH tractor / NA Scheltsy, LA Frumkin, IV Ivanov // *Tractors and agricultural machinery, № 11.* - p. 18-24,
- Schlosser, W. M. (1961). Mathematical model for hydraulic power and motors // *Hydraulic power transmission, Vol.7, №76.* - pp. 252 - 257.
- Wilson, W. E. (1967). Mathematical models in fluid Power engineering. - *Hydraulic Pneumatic Power, mach, V.13, №147*, pp.136 - 140.

Data przesłania artykułu do Redakcji: 22.06.2016
Data akceptacji artykułu przez Redakcję: 24.06.2016